

LAWYERS' AND MERCHANTS' TRANSLATION BUREAU, INC.

Legal, Financial, Scientific, Technical and Patent Translations

11 BROADWAY

NEW YORK, NY 10004



Certificate of Accuracy

TRANSLATION

From German into English

**STATE OF NEW YORK } s.s.:
COUNTY OF NEW YORK }**

On this day personally appeared before me
who, after being duly sworn, deposes and states: Elisabeth A. Lucas

That he is a translator of the **German** and English languages by profession and
as such connected with the **LAWYERS' & MERCHANTS' TRANSLATION
BUREAU;**

That he is thoroughly conversant with these languages;

That he has carefully made the attached translation from the original document
written in the **German** language; and

That the attached translation is a true and correct English version of such original,
to the best of his knowledge and belief.

**SUBSCRIBED AND SWORN TO BEFORE ME
THIS**

SEP 18 2006

Susan Tapley

Susan Tapley
Notary Public, State of New York
No. 01TA4999804
Qualified in Queens County
Certificate filed in New York County
and Kings County
Commission Expires July 27, 2010

Elisabeth A. Lucas

Rotor wheel for axial-flow turbine wheel machines, in
particular gas turbines

The invention relates to highly-stressed rotor disks having a central bore for axially-charged turbine wheel machines, in particular gas turbines with high operating temperatures of lightweight construction. Specifically in the case of a design without cooling of the wheel and the blading, the permissible peripheral speed of the blading attached to the wheel disk for a given gas throughput, and thus the stage heat drop, are limited because of the limited thermal stability of the materials that are actually suitable for these conditions, for example high-alloy steels or ceramics. A low manufacturing cost, that is to say a low number of stages with the highest possible peripheral speed, is desirable, however, for the processing of a given temperature drop, and especially of lightweight construction, because these turbine machines with a higher component part temperature are able to change the operating conditions all the more rapidly and reliably in this particular case. The object of the invention is to control such rotor wheels having a large central bore, so that a sufficiently high, bending-critical speed can be achieved, even at high numbers of stages per shaft.

According to the invention, the disk body is assembled from two washer bodies that are symmetrical to the central plane of the disk, which are capable of adhering to the ring

and of being axially loaded at the ends of the hub, that is to say at the inner edge of the washer, as a consequence of which the definitive stress conditions for the material utilization, which derive from the centrifugal force, can be improved at this point. The service life and the loading capacity of the stage are determined critically in the case of rotor wheel disks having a central bore and made of a material having a given thermal stability by the tangential stress on the internal edge. A certain reduction in this stress is of great importance for the reliability of the design under operating conditions, in particular in the case of lightweight construction, and the frequently encountered comparatively large central bores, as a consequence of the desired ability to run at high speed and the rigidity of the shaft in spite of the large number of stages.

It is necessary in this case to accept the fact that, in washer springs, which are conical dishes with a central bore and having a uniform axial loading distributed around the periphery of the edges, for a specific design and embodiment a similar stress pattern arises with negative implications for the disk, such as arises in the disk as a result of the centrifugal force. By the appropriate dimensioning of the thrust loading acting at the ends of the hub against the central plane of the wheel, it is thus possible to achieve a more or less large reduction of the high tangential stresses on the internal edge of the disk, if the disk is made capable

of spring action by means of a sufficiently large form-relieved profile at the center of the hub in the form of two conical washers laid adjacent to one another on the large edges. If the blading is arranged on a single disk ring, the conical washers are combined to form a ring having about half the diameter. In arrangements in which the blades are secured between the edges of two supporting disks along an annular groove or are clamped between their conical seating faces, only the form of these supporting disks in the sense of such conical washer springs needs to be determined.

The introduction of the axial thrust on the hub shaft can take place by simple axial tensioning via collars and nuts, including the insertion of springs in between. At the same time, however, while ensuring that the centricity of the disks is maintained, as extensive extension as possible will be achieved, and all the more so given that the extension of the component parts (disk, shaft, etc.) during operation can have quite different values, depending on their different operating temperatures, which cannot be established with any great accuracy in advance, and in particular due to their material-related, natural specific longitudinal extension characteristics. The shaft can be provided with the effect of a pretensioned tie rod by the previously disclosed cooling of the shaft, which in the event of a large number of stages may bring many advantages for the limitation of the critical speed of rotation through the high modulus of elasticity, but

not all possible cases of need can be satisfied in a satisfactory manner solely by keeping the shaft cool. The incidence of heat from the hot disks to the carrying shaft, which takes place predominantly through thermal radiation, can also be checked by the use of appropriate surface treatment and the insertion of radiation screens and the like. Starting up and shutting down and the most rapid possible change in the operating load also require an extensive thermally elastic execution, in conjunction with which the composition of the rotor from small component parts brings advantages. If ceramic materials are utilized for reason of their comparatively favorable thermal stability for gas turbines with a high operating temperature, but without special cooling of the component parts on the rotor, this will require the adoption of measures which, in spite of the low specific extensibility of these disks in relation to the transcurrent steel shaft, will prevent any loosening during operation. The previously disclosed arrangement of radial cones to maintain the centricity may be sufficient in the case of small differences in extension, although the inclusion of elastic members, for example springs or spring disks, is also advisable here in any case.

If, in addition, the washer spring effect is also to be exerted on the disk, very powerful springs will be required as a rule in order to generate the thrust. However, in the case of multi-stage gas turbines for high propellant gas

temperatures, but without special cooling of the component parts, these are rarely capable of being arranged sufficiently favorably in a structural sense for their elastic property not to be affected adversely by the operating heat under all circumstances; the monitoring of these springs in operation is also unlikely to be entirely simple. Thus, in a further embodiment of the invention in place of the use of such spring elements and the conventional radial cones on plane collars, the hub of the wheel is located on mutually opposing conical surfaces of the transcurrent shaft passing through the disk bore. Having regard for the fact that bolts with conical seating surfaces are suitable for the purpose of the screwed assembly of component parts having different thermal expansion characteristics, in which bolts the point of the cone lies in the contact surface of the two component parts, in conjunction with which a rather flatter cone angle is required for the achievement of additional tensioning by heating, it is possible by the use of these cones for the attachment of the rotor wheel disks to the transcurrent shaft to provide this with a similar surface inclination in relation to the central plane of the mostly symmetrical wheel profile. What is thus achieved in this way is that, in conjunction with becoming hot in operation, that is to say in conjunction with a reduction in the permissible material constraint and an increase in the level of stress on the disk

through the effect of centrifugal force, the axial thrust occurs on the ends of the hub automatically via the seating cones while maintaining the centricity of the disks and in the absence of any loosening, which improves the stress ratios at the center of the disk. Although, in the presence of operating heat, the flat conical seats of the disks also produce a component acting on the hub of the disk which progresses radially outwards, its contribution is not of any particular consequence because of the friction at the seating surface of the disk and the shaft. If, however, this influence were to be undesirable for the strength characteristics of highly-stressed disks, these can be largely relieved of the stress by form relieving the hub outside this conical seat but taking into account a local increase in stress in the corresponding annular seat. Significant influences on the permissibility of the centricity of the disk during operation by the conical surfaces, originating from the stress-strain phenomena which still occur at the hub of the disk in addition to the thermal expansion, are not present, because the effective stresses remain comparatively small as a consequence of the superimposition of the washer spring effect on the centrifugal force conditions in the disk and are not able to bring about any significant change in dimensions.

It is appropriate in this respect to execute the conical rings in such a way that the thermal conduction paths from

the beginning and the end of the contact surface of the disk to the seating surface of the ring on the colder shaft are as far as possible the same length (see the form-relieved profile on the ring 5a in Figs. 1 and 2). This form relieving can be dimensioned in such a way that, in the residual cross section in the case of unacceptably high axial thrust, the apparent limit of elasticity is exceeded and the rupture of individual ceramic disks or a breakdown of all the stages is avoided by the resulting deformation. The attachment of elastically executed steel parts to ceramic component parts, which are brittle by the nature of their material, made possible by the stipulated design specification, thus permits a certain yield deformation and in so doing indirectly increases the operating reliability.

A further possible embodiment involves retaining the form-relieved hub of the turbine disk in conical seats of the shaft, the conical points of which lie in the central plane of the disk, which are thus also not able to exert any forces on the disk hub, but in addition involves the arrangement of practically perpendicular cone surfaces (secured to the shaft or parts thereof), which, having come into contact with the disk hub after bridging a certain built-in free play through the operating heat, are able to exert a thrust on the ends of the hub, in conjunction with which, as a consequence of the inclination, one component will even occur in the direction of the disk bore.

A plurality of illustrative embodiments of turbine rotor wheels according to the invention are depicted in the drawing, in which

Fig. 1 shows a longitudinal section through a three-stage rotor with a conical surface seat, which serves at the same time to centralize the disks and to generate the hub thrust;

Fig. 2 shows a longitudinal section through a three-stage rotor with a conical surface seat for centralizing the disks and separate contact conical surfaces for the transmission of the hub thrust;

Fig. 3 shows a longitudinal section through a three-stage rotor, in which the conical surface for centralizing the disks and for generating the hub thrust are combined on a ring; and

Fig. 4 shows a longitudinal section through a single-stage rotor with separate disk halves, which accommodate the blades in an annular groove between them.

The form of the rotor disk has a very heavily relieved profile at the center of the hub in the embodiments according to Figs. 1 to 3, so that the cross-sectional paths of the wheel profile arising to either side of the central plane of the wheel adopt a washer-like character. This form-relieved profile reduces the strong cross-sectional accumulation in the vicinity of the hub in the case of highly-stressed disks, and thus facilitates the more rapid exchange of the heat

condition and is capable of being manufactured easily and with uniform material quality in particular as a ceramic combustion form. When determining the form, as already mentioned, the characteristic features of these washer springs must be taken into account and a strongly curved conical form must be selected, which exhibits for the most part compressive stresses in a radial direction and in the peripheral direction in conjunction with the deformation by axial pressure on the edges.

The hub thrust takes place in the embodiment according to Fig. 1 either via the conical seating surfaces 4 secured to the shaft or via the pushed-on double conical rings 5, in conjunction with which their inclination is flatter than that of the cone OA and brings about an increasing hub thrust associated with increasing operating heat. The resulting component acting in an outward direction is either considered to be tolerable for the rotor disk (specifically taking into account the occurring frictional forces), or it can be kept remote from the actual supporting disk by means of an axial turned groove 6 outside the conical seat. In Fig. 1, in the case of the disks 2^b, 2^c, a further possibility is indicated for producing the hub thrust through the longitudinal prolongation of an interjacent ring 7 made from a material with a higher specific thermal expansion; it is easiest for the ring in this case to be inserted directly into the form-relieved profile 6. In this case, the conical seat no longer

needs to be involved with the generation of the thrust, and it is henceforth used merely for centralizing, and its central point is accordingly situated in the piercing point o of the shaft through the central plane of the disk.

Depicted in Fig. 2 is a rotor of identical construction, although in this case, unlike the configuration described above, the generation of the hub thrust that is separated from the centralization takes place via an individual conical surface 8, the normal of which has a component acting in the direction of the center of the turbine disk. These conical surfaces do not enter into effect, however, until after the bridging of a certain free play, that is to say after reaching a certain level of operating heat by the rotor. These conical surfaces acting as abutments for the hub thrust (arranged either in pairs on intermediate rings 9 or individually on rings 10 supported on the shaft) are oriented practically perpendicularly to the conical seating surfaces 4, 5 provided for the centralization, the generatrices of which surfaces coincide at the aforementioned point o.

As indicated in Fig. 3, the cones for the centralization and those for the hub thrust can also be combined on a respective ring 9^a and 10^a. In order to transmit the turning moment, claws 11 are provided in all three cases on the end faces of the hubs. The turning moment of one group of stages is conveyed to the turbine shaft in each case at the collars and nuts.

The invention is also applicable in the case of rotors in which the rotor blading is supported in each case in an annular groove by two supporting disks. The avoidance of any loosening in the cold and hot states is an absolutely essential requirement here for the operational reliability of such configurations. Fig. 4 depicts by way of example a single-stage rotor of this kind. The blading 12 is accordingly restrained laterally by two supporting disks 13^a and 13^b, which are supported on the shaft 15 via the cone-shaped rings 14. Like conical wheels, the rings 14 also possess teeth 16 to absorb the turning moment, which teeth engage in recesses 17 in the extended hub of the supporting disk. Via toothing on the end face, the turning moment is transferred onto the shaft 15 from the cone seating ring 14 via the shrunk-on collar 18, or on the other side via the nut shim 19 and the nut 20. The aforementioned conical surfaces are used only for centralizing. Their conical point thus lies in the plane of symmetry of the rotor. The collar 18 and the nut shim 19 each also exhibit as a hub thrust abutment a further conical surface 21, against which the hub end faces make contact on reaching a certain level of heating and, in the case of further heating, maintain an axial thrust loading to an increasing degree. In order to relieve the countersink on the supporting disks 13^a and 13^b from the bending moment of the axial component of the blade tension acting on the conical contact surfaces, the supporting disks 22 are

arranged to either side of the supporting disks in a previously disclosed manner, the intention of which is to additionally compress the clamped joint axially on the blade foot. These forces are once again turn generated in conical surfaces 23, which are also arranged on the collar 18 and on the nut shim 19 and possess a flatter inclination, as mentioned a number of times above, in order to be able to exert axial thrust forces in the event of differences in expansion occurring during operation.

Although a certain inaccuracy in the manufacture of the component parts and the free play can lead to deviations from the intended magnitude of the thrust, only a displacement of the resulting stresses due to the effect of centrifugal force and hub thrust into the area of the compressive stresses is actually required for the thrust to be exceeded in the case of the manufacture of the rotor disks from ceramic materials, in which precisely the ceramic materials remain relatively unaffected.

Finally, it is of particular value for a considerable increase in the rigidity of the shaft to arise as a consequence of the axial tensioning of the various disk hubs on the shaft, so that the bending-critical speed of the rotor is influenced advantageously.

The effective interruption of the conical seating surfaces by grooves for the purposes of increased mobility of the conical seat is appropriate for bringing about the

immediate transmission of the stage turning moment from the wheel to the shaft in a simple manner in each case. All that is required is for mutually opposing grooves, having a depth approximately equal to half of the diameter of the ball and with a corresponding inclination, to be incorporated into each component part that is centralized on the conical surface in each case, so that the inserted balls are capable, depending on the nature of the previously disclosed radial or annular groove rolling bearings, of transmitting a certain turning moment, in which case the omission of the claws can also contribute to a reduction in the structural length of the axial stage.

PATENT CLAIMS

1. Rotor wheel for axially-charged turbine wheel machines, in particular gas turbines, consisting of two washer spring-like halves, characterized in that the inner edges of the washer spring-like disk halves are subjected to an axial loading acting towards the center of the disk that is uniformly distributed around the periphery, by means of which load the centrifugal forces during operation are equalized in their entirety or partially.

2. Rotor wheel according to Claim 1, characterized in that the washer halves are executed in such a way that preferably compressive stresses arise in them in the event of their deformation by the additional thrust loading of the ends of the hubs.

3. Rotor wheel according to Claim 1, characterized in that this hub thrust is exerted on the expanding form of the wheel body by means of spring members.

4. Rotor wheel according to Claim 1, characterized in that the hub thrust is exerted by the thermal expansion during operation via axially interspersed rings or intermediate members made of a material which itself expands particularly strongly in the heat.

5. Rotor wheel according to Claim 1, characterized in that the hub thrust is produced by differences in thermal expansion on conical seating surfaces at the hub of the wheel

acting on the shaft or parts thereof, in conjunction with which the generatrices of the conical seating surfaces possess a flatter inclination than the previously disclosed conical seating surfaces for the centralization of disks on shafts, the generatrices of which would coincide on the central plane of the wheel body.

6. Rotor wheel according to Claim 1, characterized in that, in conjunction with the arrangement of two supporting disks for a single blade ring, these are executed as washer rings with predominantly compressive stresses in the event of deformation through the uniformly distributed thrust loading effective on the inner edge acting towards the center of the wheel.

7. Rotor wheel according to Claims 1 and 6, characterized in that, in conjunction with the arrangement of lateral supporting disks, these are also executed in conical form with axial thrust loading.

Cited publications:

German Patent Specifications 698 833, 287 964.

Accompanied by 2 sheets of drawings

Fig. 1

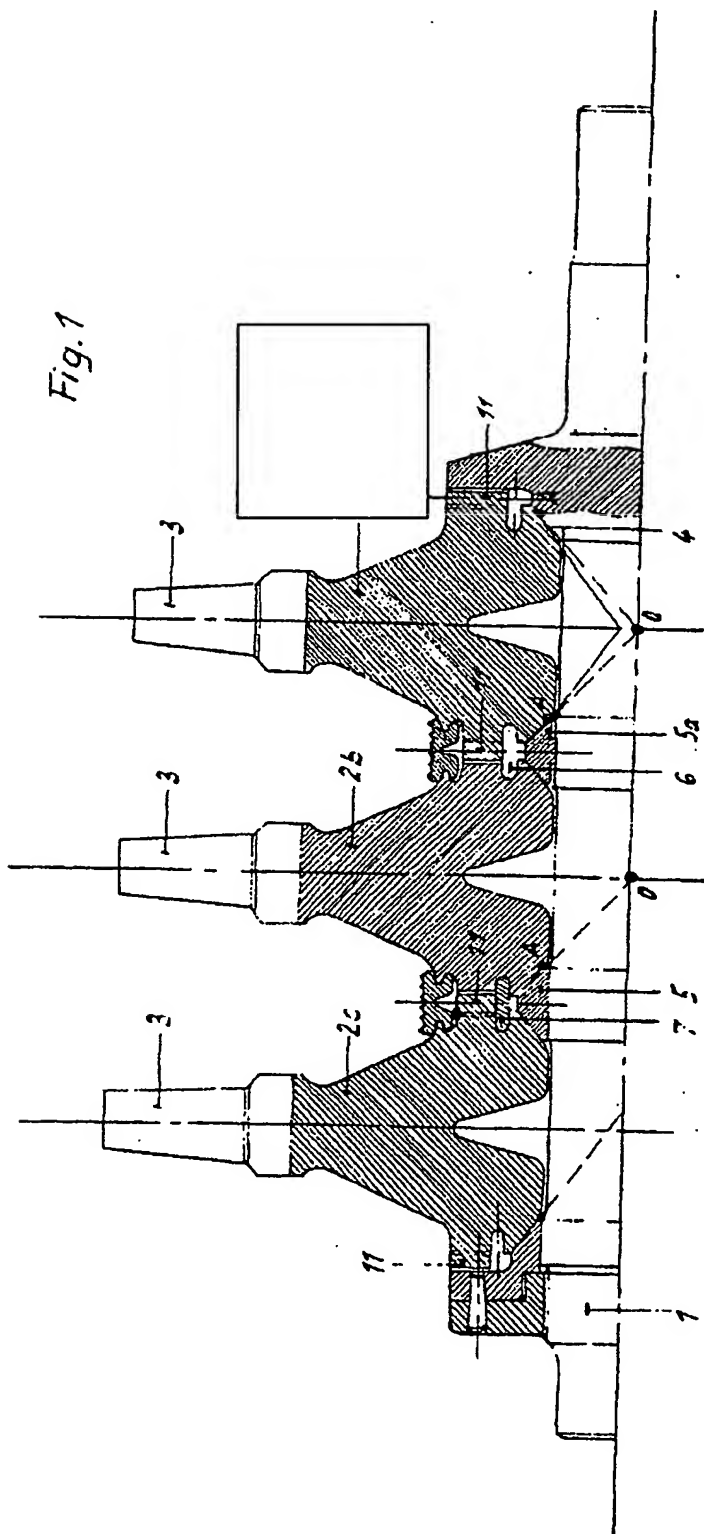


Fig. 2

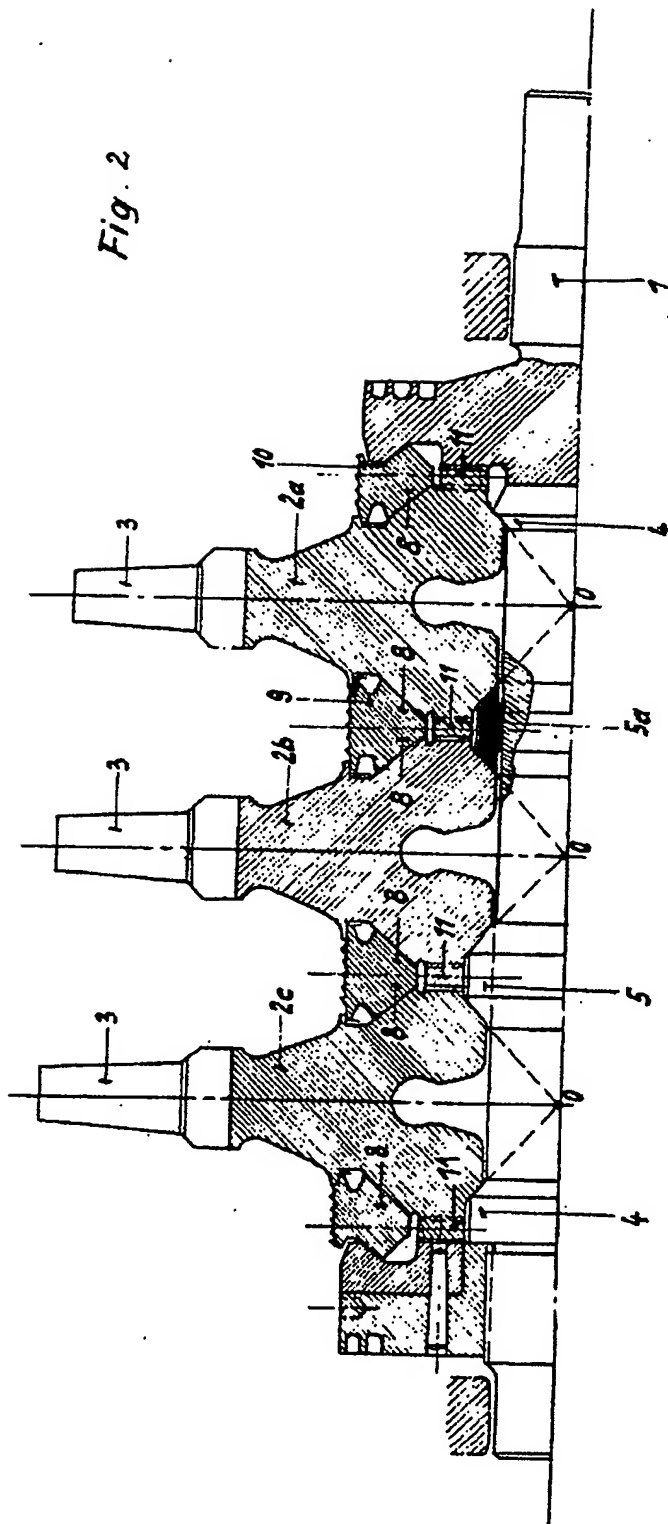


Fig. 3

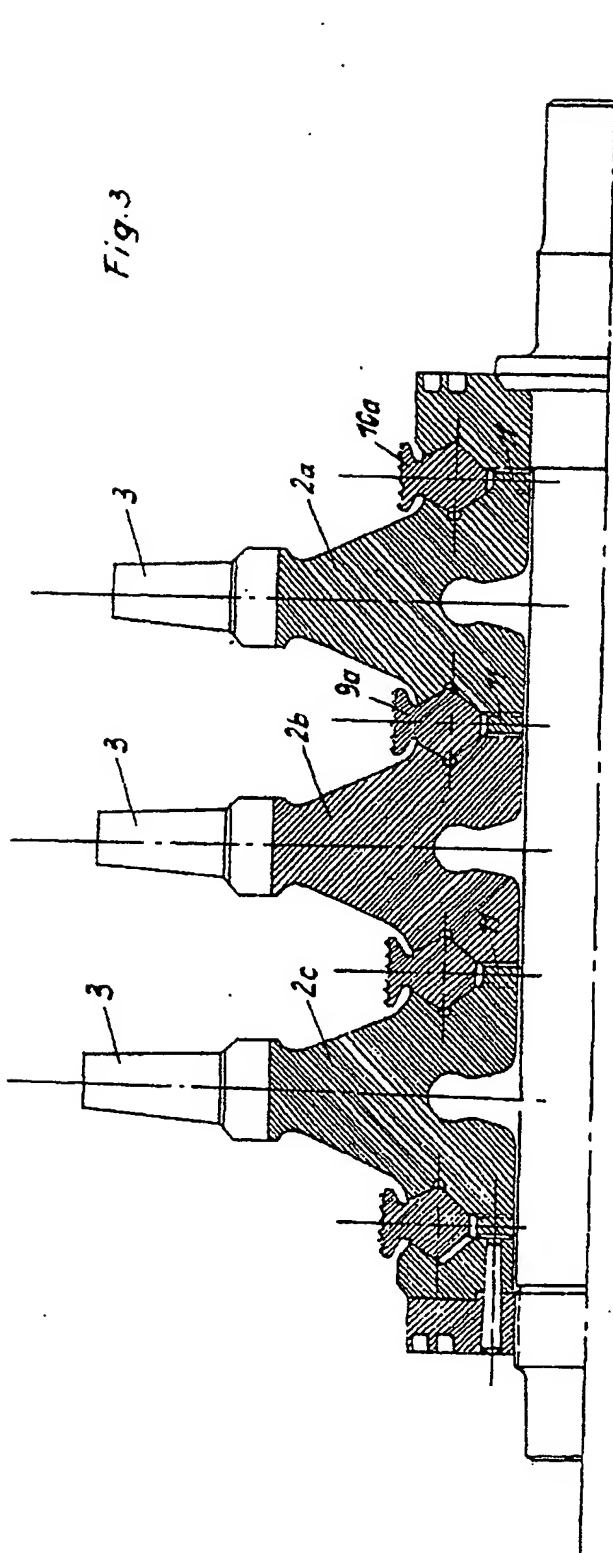
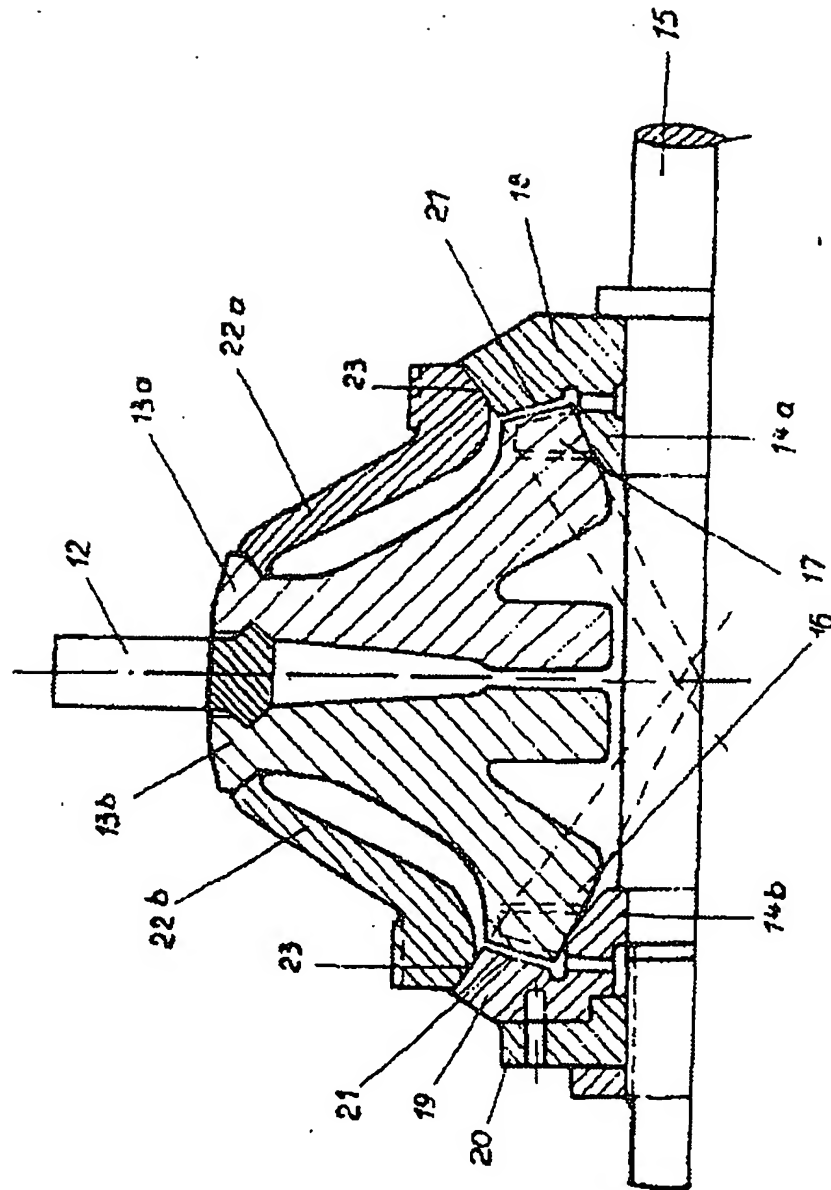


Fig. 4



Ertelt auf Grund des Ersten Überleitungsgesetzes vom 8. Juli 1949
(WIGBl. S. 175)

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



AUSGEGEBEN AM
6. NOVEMBER 1952

DEUTSCHES PATENTAMT
PATENTSCHRIFT

Nr. 854 604
KLASSE 46f GRUPPE 10
M 9741a/46f

Christian Schörner, Augsburg
ist als Erfinder genannt worden

Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg Aktiengesellschaft, Augsburg

**Lauftrad für axialdurchströmte Kreiselradmaschinen,
insbesondere Gasturbinen**

Patentiert im Gebiet der Bundesrepublik Deutschland vom 16. Juni 1943 an
Der Zeitraum vom 8. Mai 1945 bis einschließlich 7. Mai 1950 wird auf die Patentdauer nicht angerechnet
(Ges. v. 15. 7. 51)

Patentanmeldung bekanntgemacht am 24. Januar 1952
Patenterteilung bekanntgemacht am 4. September 1952

Die Erfindung befaßt sich mit hochbeanspruchten Laufscheiben mit Mittelbohrung für axial beaufschlagte Kreiselradmaschinen, insbesondere Gasturbinen mit hohen Betriebstemperaturen in Leichtbauweise. Namentlich bei Gestaltung ohne Kühlung des Rades und der Schaufelung ist wegen der beschränkten Warmfestigkeit der für diese Verhältnisse noch geeigneten Werkstoffe, z. B. hochlegierte Stähle oder Keramik, die zulässige Umfangsgeschwindigkeit der an der Radscheibe befestigten Laufschaufelung für einen gegebenen Gasdurchsatz und damit das Stufengefälle begrenzt. Für die Verarbeitung eines gegebenen Wärmegefälles ist aber ein geringer Bauaufwand, d. h. eine geringe Stufen-

zahl mit möglichst hoher Umfangsgeschwindigkeit, erwünscht, und zwar in Leichtbauweise, weil gerade dann diese Strömungsmaschinen mit hoher Bauteiltemperatur um so schneller und sicherer die Betriebsbedingungen ändern können. Es ist Aufgabe der Erfindung, solche Laufräder mit großer Mittelbohrung zu beherrschen, wodurch auch bei großer Stufenzahl pro Welle eine genügend hoch liegende biegekritische Drehzahl erreicht werden kann.

Nach der Erfindung wird der Scheibenkörper aus zwei zur Scheibenmittelebene symmetrischen Tellerkörpern zusammengesetzt, die am Kranz zusammenhängen können und an den Nabenenden, d. h. am Tellerinnenrand, axial belastet werden, wodurch an

dieser Stelle die von der Fliehkraftwirkung her-
 rührenden, für die Werkstoffausnutzung maßgeben-
 den Spannungsverhältnisse verbessert werden. Die
 Lebensdauer und Belastbarkeit der Stufe ist bei
 5 Laufradscheiben mit Mittelbohrung aus einem Werk-
 stoff von gegebener Warmfestigkeit maßgebend von
 der Tangentialspannung am Innenrand bestimmt.
 Ein gewisser Abbau dieser Spannung ist gerade bei
 Leichtbauweise und den vielfach vorkommenden ver-
 10 hältnismäßig großen Mittelbohrungen infolge der
 gewünschten Schnellläufigkeit und Steifigkeit der
 Welle trotz großer Stufenzahl von großer Bedeutung
 für die betriebssichere Gestaltung.

Es ist hierbei von der Tatsache auszugehen, daß
 15 an Tellerfedern, das sind kegelige Schalen mit
 Mittelbohrung, mit gleichmäßiger, am Umfang der
 Ränder verteilter Axialbelastung bei gewisser Form-
 gebung und Auslegung ein ähnlicher Spannungsver-
 lauf mit negativen Vorzeichen der Scheibe entsteht,
 20 wie er durch die Fliehkraft in der Scheibe zustande
 kommt. Durch geeignete Bemessung der an den
 Nabenenden gegen die Radmittelebene wirkenden
 Schubbelastung kann also ein mehr oder weniger
 großer Abbau der hohen Tangentialspannungen am
 25 Scheibeninnenrande erreicht werden, wenn man die
 Scheibe durch eine genügend große Hinterdrehung
 in der Nabennitte federungsfähig nach Art zweier
 an den großen Rändern aneinandergelegter kegeliger
 Teller macht. Ist die Schaufelung an einem einzigen
 30 Scheibenkranz angeordnet, so sind die Kegelteller
 etwa auf halbem Durchmesser zu einem Kranz ver-
 einigt. Bei Anordnungen, bei denen die Schaufeln
 zwischen den Rändern von zwei Tragscheiben längs
 einer Ringnut gefaßt werden oder zwischen deren
 35 kegeligen Sitzflächen eingeklemmt sind, ist lediglich
 die Form dieser Tragscheiben im Sinne solcher kege-
 liger Tellerfedern festzulegen.

Die Einleitung des Nabenschubes kann
 durch einfache axiale Verspannung über Bunde und
 40 Muttern, auch unter Zwischenschaltung von Federn
 erfolgen. Man wird aber gleichzeitig unter Gewähr-
 leistung der Erhaltung der Mittigkeit der Scheiben
 eine möglichst weitgehende Dehnungsmöglichkeit
 sicherstellen, um so mehr, als die Dehnung der Bau-
 45 teile (Scheibe, Welle usw.) im Betrieb, abhängig von
 ihren verschiedenen Betriebstemperaturen, die gar
 nicht von vornherein so genau festgelegt werden
 können, und namentlich durch ihre werkstoffbeding-
 ten eigenen spezifischen Längsdehnungen recht ver-
 50 schieden sein kann. Durch die bekannte Kühlung der
 Welle, die bei großer Stufenzahl für die Begrenzung
 der kritischen Drehzahl durch den hohen Elastizitäts-
 modul manche Vorteile bringen mag, kann die Welle
 die Wirkung eines vorgespannten Zugankers bekom-
 55 men, aber alle möglichen Bedarfsfälle können durch
 die Kühllhaltung der Welle allein nicht in befriedi-
 gender Weise gelöst werden. Man kann auch den
 Wärmeeinfall von den heißen Scheiben zur tragen-
 den Welle, der ja hauptsächlich durch Wärmestrahl-
 60 ung erfolgt, durch Anwendung entsprechender Ober-
 flächenbehandlung, Zwischenschaltung von Strah-
 lungsschirmen usw. abdämmen. Auch das Anfahren
 und Abstellen sowie eine möglichst schnelle Ände-

rung der Betriebsbelastung erfordert eine weit-
 gehende wärmeelastische Bauweise, wobei das Zu-
 65 sammensetzen des Läufers aus kleinen Bauelementen
 Vorteile bringt. Verwendet man für Gasturbinen
 mit hoher Betriebstemperatur ohne besondere Bau-
 teilkühlung am Läufer keramische Werkstoffe wegen
 ihrer verhältnismäßig günstigen Warmfestigkeit, so
 70 setzt dies Maßnahmen voraus, die trotz der geringen
 spezifischen Dehnfähigkeit dieser Scheiben gegen-
 über der durchgehenden Stahlwelle jedes Locker-
 werden im Betrieb verhindern. Die bekannte Anord-
 nung von radialen Keilen zur Erhaltung der Mittig-
 75 keit mag bei kleinen Dehnungsunterschieden ge-
 nügen, die Beilage federnder Glieder, z. B. Federn,
 federnde Scheiben, ist auch hier auf alle Fälle emp-
 fehlenswert.

Soll außerdem die Tellerfederwirkung auf die
 80 Scheibe erfolgen, so sind im allgemeinen für die
 Schubzerzeugung sehr kräftige Federn erforderlich.
 Diese sind aber bei vielstufigen Gasturbinen für
 hohe Treibgastemperaturen, jedoch ohne besondere
 Bauteilkühlung, selten häufig so günstig anzu-
 85 ordnen, daß ihre federnde Eigenschaft unter allen
 Umständen nicht unter der Betriebswärme leidet;
 auch die Überwachung dieser Federn im Betrieb
 dürfte nicht ganz einfach sein. Es wird daher in
 90 weiterer Ausbildung der Erfindung an Stelle der
 Verwendung solcher Federelemente und der üblichen
 Radialkeile an ebenen Bunden die Radnabe auf
 gegeneinandergerichteten Kegelflächen der durch die
 Scheibenbohrung durchgeführten Welle aufgesetzt.
 Unter Benutzung der Tatsache, daß beim Verschrauben
 95 von Teilen verschiedener Wärmedehnung Bolzen
 mit kegeligen Sitzflächen geeignet sind, bei denen die
 Kegelspitze in der Berührfläche der beiden Teile
 liegt, wobei für die Erreichung einer zusätzlichen
 100 Verspannung durch Erwärmung ein etwas flacherer
 Kegelwinkel nötig ist, kann man bei Anwendung
 dieser Kegel für die Befestigung der Laufrad-
 scheiben auf der durchgehenden Welle, diesen be-
 zogen auf die Mittelebene des meist symmetrischen
 105 Radprofils, eine ähnliche Flächenneigung geben. Man
 erreicht also damit, daß beim Warmwerden im Be-
 trieb, d. h. bei Abnahme der zulässigen Werkstoff-
 anstrengung und beim Größerwerden der Scheiben-
 spannung infolge der Fliehkraftwirkung automatisch
 über die Sitzkegel unter Erhaltung der Mittigkeit
 110 der Scheiben und ohne jedes Lockern der Axial-
 schub auf die Nabenenden auftritt, der die Span-
 nungsverhältnisse der Scheibenmitte verbessert. Die
 flachen Kegelsitze der Scheiben ergeben bei Betriebs-
 wärme zwar auch eine Komponente auf die Scheiben-
 115 nabe, die radial nach außen geht, deren Betrag aber
 durch die Reibung in der Sitzfläche von Scheibe und
 Welle nicht besonders ins Gewicht fällt. Sollte dieser
 Einfluß jedoch nicht wünschenswert für die Festig-
 keitsverhältnisse hochbeanspruchter Scheiben sein,
 120 so können diese durch Hinterdrehen der Nabe außer-
 halb dieses Kegelsitzes weitgehend davon entlastet
 werden unter Inkaufnahme einer örtlichen Span-
 nungserhöhung in dem entsprechenden Ringsatz.
 Nennenswerte Einflüsse auf die Zulässigkeit der
 125 Mittighaltung der Scheibe im Betrieb durch die

Kegelflächen, herrührend von den neben den Wärmeausdehnungen noch auftretenden Spannungsdehnungen an der Scheibennabe, sind nicht vorhanden, da durch die Überlagerung der Tellerfederwirkung auf die Fliehkräftenspannungszustände in der Scheibe die wirksamen Spannungen verhältnismäßig klein bleiben und keine Formänderung von Bedeutung bewirken können.

Es ist dabei zweckmäßig, die Kegelringe so auszubilden, daß die Wärmeleitwege von Anfang und Ende der Berührfläche der Scheibe zur Sitzfläche des Ringes auf der kälteren Welle möglichst gleich lang sind (vgl. Hinterdrehung am Ring 5^a der Abb. 1 und 2). Man kann diese Hinterdrehung so bemessen, daß im Restquerschnitt bei unzulässig hohem Achsschub die Streckgrenze überschritten wird und durch die entstehende Verformung Brüche einzelner Keramikscheiben oder eine Havarie aller Stufen vermieden werden. Die durch die gegebene Bauvorschrift ermöglichte Verbindung von elastisch ausgebildeten Stahlteilen mit den ihrer Werkstoffnatur nach spröden Keramikbauteilen gestattet also eine gewisse Ausweichverformung und erhöht damit indirekt die Betriebssicherheit.

Eine weitere Gestaltungsmöglichkeit besteht darin, die hinterdrehte Nabe der Turbinenscheibe in Kegelsitzen der Welle zu fassen, deren Kegelspitzen in der Scheibenmittelebene liegen, die daher auch keine Kräfte auf die Scheibennabe übertragen können, aber außerdem dazu praktisch senkrechte Kegelflächen (fest an der Welle oder Teilen von ihr) anzuordnen, die, nach Überbrückung eines gewissen Einbauspieles durch die Betriebswärme zur Anlage mit der Scheibennabe gekommen, einen Schub auf die Nabenden ausüben können, wobei infolge der Neigung sogar eine Komponente in Richtung der Scheibenbohrung auftreten wird.

In der Zeichnung sind mehrere Ausführungsbeispiele von Turbinenlaufrädern nach der Erfindung dargestellt, und zwar zeigt

Fig. 1 einen Längsschnitt durch einen dreistufigen Laufer mit Kegelfächensitz, der gleichzeitig zur Mittighaltung der Scheiben und zur Erzeugung des Nabenschubes dient,

Fig. 2 einen Längsschnitt durch einen dreistufigen Laufer mit Kegelfächensitz zur Mittighaltung der Scheiben und getrennten Anschlagkegelfächern zur Übertragung des Nabenschubes,

Fig. 3 einen Längsschnitt durch einen dreistufigen Laufer, bei welchem die Kegelfäche für die Mittighaltung der Scheiben und für die Erzeugung des Nabenschubes auf einem Ring vereinigt sind und

Fig. 4 einen Längsschnitt durch einen einstufigen Laufer mit getrennten Scheibenhälften, die in einer Ringnut zwischen sich die Schaufeln aufnehmen.

Die Laufscheibenform ist bei den Ausführungen nach den Fig. 1 bis 3 in der Nabenmitte sehr stark hinterdreht, so daß die zu beiden Seiten der Radmittelebene entstehenden Querschnittsverläufe des Radprofils tellerartigen Charakter erhalten. Diese Hinterdrehung verringert die starke Querschnittsanhäufung in der Nabengegend bei hochbeanspruchten Scheiben, erleichtert also schnellere Wechsel des

Wärmezustandes und ist besonders als keramische Brennform leicht und mit gleichmäßiger Baustoffgüte herzustellen. Bei der Festlegung der Form ist, wie schon erwähnt, die Eigenart dieser Tellerfedern zu berücksichtigen und eine stark durchgewölbte Kegelform zu wählen, welche bei der Verformung durch Axialdruck an den Rändern in der Hauptsache Druckspannungen in radialer und in Umfangsrichtung aufweist.

Der Nabenschub erfolgt bei der Ausführung nach der Fig. 1 über die entweder auf der Welle festen Kegelsitzflächen 4 oder über die aufgeschobenen Doppelkegelringe 5, wobei deren Neigung flacher als dem Kegel OA entsprechend ist und mit zunehmender Betriebswärme einen zunehmenden Nabenschub bedingt. Die dabei entstehende Komponente nach außen wird entweder für die Laufradscheibe als erträglich erachtet (namentlich unter Berücksichtigung der auftretenden Reibungskräfte), oder sie kann durch eine axiale Eindrehung 6 außerhalb des Kegelsitzes von der eigentlich tragenden Scheibe ferngehalten werden. In der Fig. 1 ist bei den Scheiben 2^b, 2^c auch noch eine Möglichkeit angedeutet, den Nabenschub durch die Längsdehnung eines zwischengelegten Ringes 7 aus einem Werkstoff höherer spezifischer Wärmeausdehnung zu erzeugen; der Ring wird dabei am einfachsten gleich in die Hinterdrehung 6 eingelegt. In diesem Fall braucht der Kegelsitz sich nicht mehr an der Schuberzeugung zu beteiligen, er wird nur mehr der Zentrierung dienen und deshalb seinen Mittelpunkt im Durchstoßpunkt o der Welle durch die Scheibenmittelebene haben.

Bei Fig. 2 handelt es sich um einen Laufer gleichen Aufbaues, nur daß hier in Abänderung zu der oben geschilderten Bauart die von der Mittighaltung getrennte Nabenschuberzeugung durch eine besondere Kegelfäche 8 erfolgt, deren Normale eine Komponente nach der Turbinenscheibenmitte zu hat. Diese Kegelfächen treten aber erst nach Überbrückung eines gewissen Spieles, d. h. nach Erreichung einer gewissen Betriebswärme des Läufers, in Wirksamkeit. Diese als Nabenschubwiderlager (entweder zu zweien an Zwischenringen 9 oder einzeln an auf der Welle abgestützten Ringen 10 angeordnet) dienende Kegelfächen sind praktisch senkrecht zu den für die Mittighaltung vorgesehenen Kegelsitzflächen 4, 5 gerichtet, deren Erzeugende im schon erwähnten Punkt o zusammenlaufen.

Wie Fig. 3 zeigt, können die Kegel für die Mittighaltung und diejenigen für den Nabenschub auch an einem Ring 9^a bzw. 10^a vereinigt sein. Zur Übertragung des Drehmomentes sind in allen drei Fällen an den Stirnseiten der Naben Klauen 11 vorgesehen. Das Drehmoment einer Stufengruppe wird jeweils an den Bundens bzw. Muttern auf die Turbinenwelle übergeleitet.

Die Erfindung ist auch anwendbar bei Laufern, bei denen die Laufschaufelung in je einer Ringnut von zwei Tragscheiben gelagert wird. Hier ist die absolute Vermeidung jedes Lockerns im kalten und warmen Zustand eine Notwendigkeit für die Betriebssicherheit solcher Bauarten. Fig. 4 zeigt als

Beispiel einen einstufigen Läufer dieser Art. Danach wird die Schaufelung 12 von zwei Tragscheiben 13^a und 13^b seitlich gefaßt, die sich über die kegelflächigen Ringe 14 auf der Welle 15 abstützen. Die Ringe 14 besitzen außerdem nach Art von Kegelrädern Zähne 16 zur Aufnahme des Drehmomentes, welche in Lücken 17 der erweiterten Nabe der Tragscheibe eingreifen. Über eine Stirnflächenverzahnung geht das Drehmoment von dem Kegelsitzring 14 über den aufgeschrumpften Bund 18 oder auf der anderen Seite über die Mutternbeilage 19 und Mutter 20 auf die Welle 15 über. Die erwähnten Kegelflächen dienen nur zum Mittighalten. Ihre Kegelspitze liegt daher in der Symmetrieebene des Läufers. Der Bund 18 bzw. die Mutternbeilage 19 weist ferner als Nabenschubwiderlager je eine weitere Kegelfläche 21 auf, an die sich die Nabenstirnenden bei Erreichung einer gewissen Erwärmung anlegen und bei weiterer Erwärmung in zunehmendem Maße eine axiale Schubbelastung erhalten. Zur Entlastung des Kranzkopfes bei den Tragscheiben 13^a und 13^b vom Biegemoment der Achskomponente des an den kegeligen Anlageflächen wirksamen Schaufelzuges sind nach beiden Seiten der Tragscheiben noch in bekannter Weise die Stützscheiben 22 angeordnet, welche die Klemmverbindung am Schaufelfuß zusätzlich axial zusammendrücken soll. Diese Kräfte werden wieder in Kegelflächen 23 erzeugt, welche ebenfalls auf dem Bund 18 bzw. auf der Mutternbeilage 19 angeordnet sind und eine oben schon öfter erwähnte flachere Neigung besitzen, um beim Auftreten von Dehnungsunterschieden im Betrieb axiale Schubkräfte ausüben zu können.

Eine gewisse Ungenauigkeit bei der Herstellung der Teile und der Spiele kann zwar Abweichungen von der beabsichtigten Schubgröße zur Folge haben, es bedingt aber namentlich bei Herstellung der Läufer aus keramischen Werkstoffen eine Überschreitung des Schubes nur eine Verlagerung der resultierenden Spannungen aus Fliehkraftwirkung und Nabenschub in das Gebiet der Druckspannungen, worin gerade die keramischen Werkstoffe verhältnismäßig unempfindlich sind.

Es ist schließlich noch von besonderem Wert, daß durch die axiale Verspannung der verschiedenen Scheibennaben auf der Welle eine erhebliche Steigerung der Wellensteifigkeit eintritt, so daß die biegekritische Drehzahl des Läufers günstig beeinflußt wird.

Die im Sinne einer erhöhten Beweglichkeit des Kegelsitzes wirkende Unterbrechung der kegeligen Sitzflächen durch Rillen ist geeignet, die unmittelbare Übertragung des jeweiligen Stufendrehmomentes vom Rad auf die Welle in einfacher Weise zu bewerkstelligen. Es brauchen nur in jedem sich an der Kegelfläche zentrierenden Bauteil einander gegenüberliegende Rillen mit einer Tiefe ungefähr gleich dem halben Kugeldurchmesser und in ent-

sprechender Neigung eingearbeitet zu werden, so daß die eingelegten Kugeln nach Art des bekannten Radiax- oder Ringrillenwälzlagers ein gewisses Drehmoment übertragen können, wobei der Wegfall der Klauen außerdem eine Verkürzung der axialen Stufenbaulänge bewirken kann.

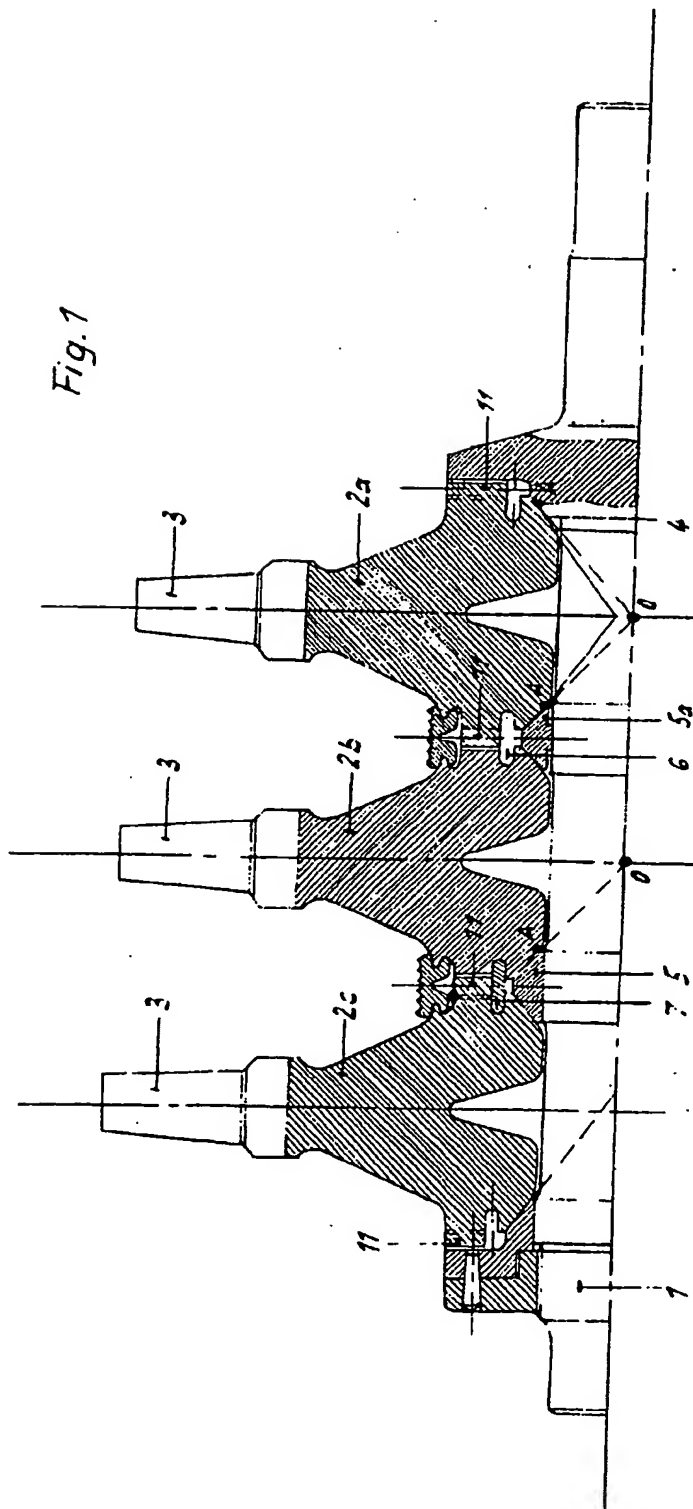
PATENTANSPRÜCHE:

1. Laufrad für axial durchströmte Kreiselradmaschinen, insbesondere Gasturbinen, das aus zwei tellerfederartigen Hälften besteht, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenränder der tellerfederartigen Scheibenhälften unter einer am Umfang gleichmäßig verteilten Axialbelastung zur Scheibenmitte hin stehen, durch die die Fliehkräfte im Betrieb ganz oder teilweise ausgeglichen werden.
2. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Tellerhälften so ausgebildet sind, daß vorzugsweise Druckspannungen in ihnen bei Verformung durch die zusätzliche Schubbelastung der Nabenenden ausgelöst werden.
3. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß dieser Nabenschub auf die Spreizform des Radkörpers durch Federglieder erfolgt.
4. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Nabenschub durch die Wärmedehnung im Betrieb von axial zwischengeschalteten Ringen oder Zwischengliedern aus sich in der Wärme besonders stark dehnendem Werkstoff erfolgt.
5. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Nabenschub durch Wärmedehnungsunterschiede an kegeligen Sitzflächen der Radnabe auf der Welle oder Teilen von ihr entsteht, wobei die Erzeugenden der Kegelsitzflächen eine flachere Neigung haben als die bekannten Kegelsitzflächen zur Mittighaltung von Scheiben auf Wellen, deren Erzeugende in der Radkörpermittelebene zusammenlaufen würden.
6. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei Anordnung zweier Tragscheiben für einen Schaufelkranz diese als Tellerringe mit vorwiegend Druckspannungen bei Verformung durch die gleichmäßig verteilte, am Innenrand gegen Radmitte wirksame Schubbelastung ausgebildet sind.
7. Laufrad nach Anspruch 1 und 6, dadurch gekennzeichnet, daß bei Anordnung von seitlichen Stützscheiben diese ebenfalls in Kegelform mit axialer Schubbelastung ausgebildet sind.

Angezogene Druckschriften:
Deutsche Patentschriften Nr. 698 833, 287 964.

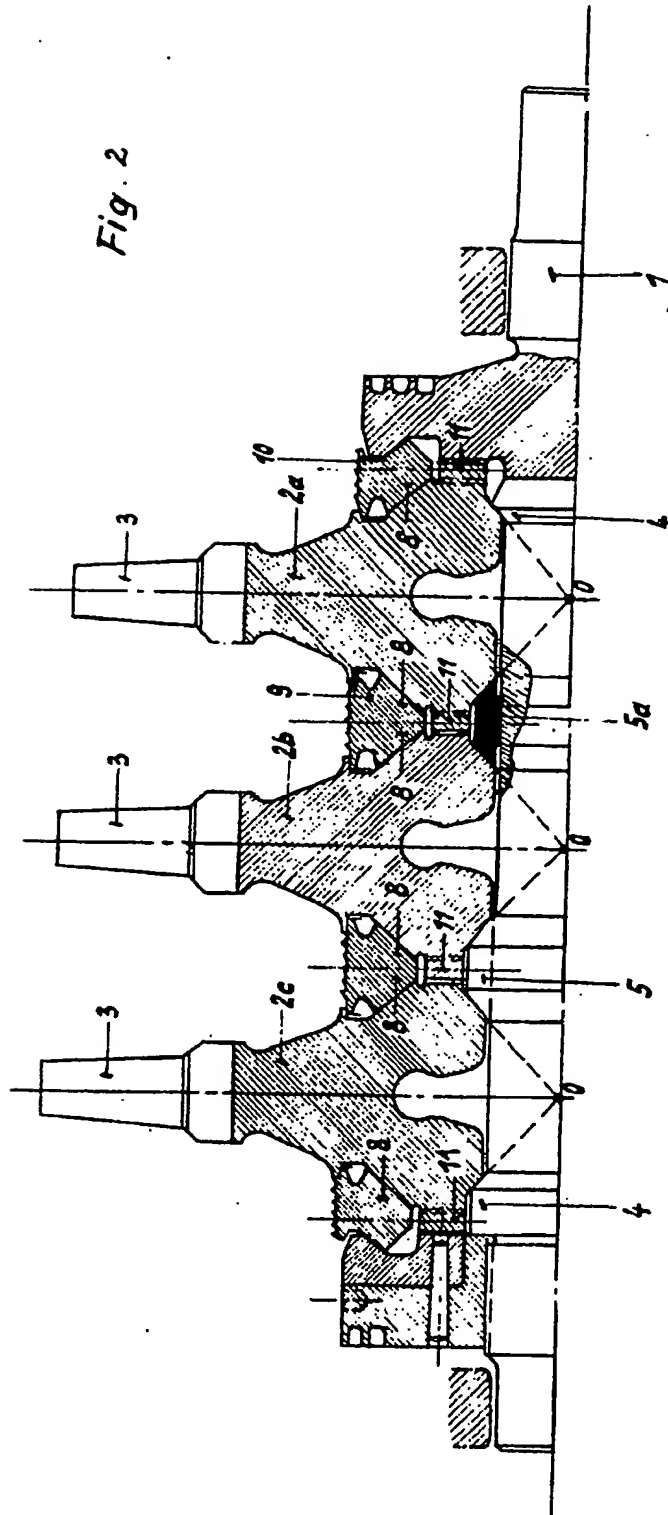
Hierzu 2 Blatt Zeichnungen

Fig. 1



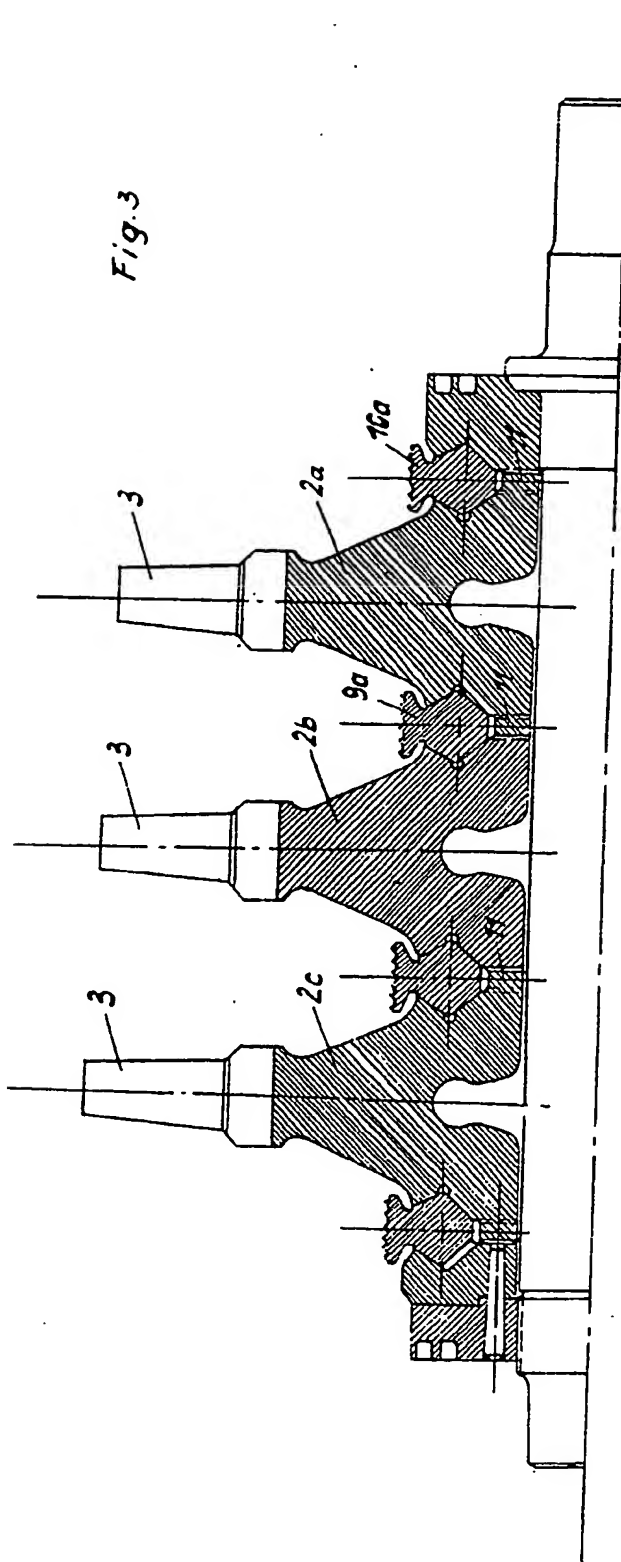
NOT AVAILABLE COPY

Fig. 2



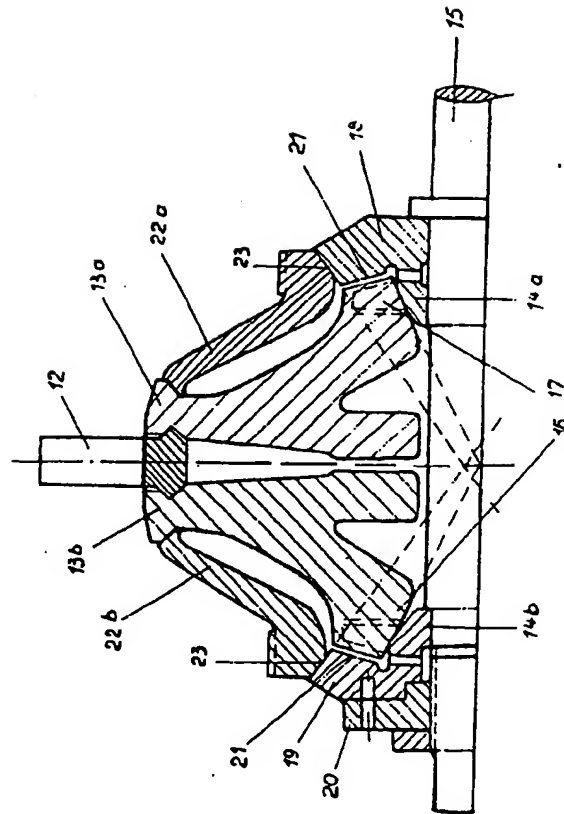
BEST AVAILABLE COPY

Fig. 3



BEST AVAILABLE COPY

Fig. 4



BEST AVAILABLE COPY